

小型直線翼垂直軸型風車の性能へ及ぼすブレード取付角の影響

山田誠治*・田村智弘*・望月信介*²

Effects of Setting Angle of the Blade for a Small Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbine

Seiji Yamada*, Tomohiro Tamura* and Shinsuke Mochizuki*²

The net rotor torque driven by a straight-bladed vertical axis wind turbine has temporal variation for the azimuth angle of the blade. The torque variation should be investigated to understand the performance of the wind turbine. The setting angle of the blade is important to determine the characteristics of the wind turbine. We have studied effects of the setting angle of the blade to the mean torque and power characteristics and temporal torque variation at any azimuth angle of the blade. The mean torque and power increases with the smaller setting angle over relatively lower tip speed ratio. The maximum mean torque and power coefficient take the largest value at certain setting angle. The tendency of the torque variation that the setting angle influences is opposite in downstream and upstream. Effects of the setting angle on the torque variation characteristics in downstream affects the mean torque characteristics over relatively lower tip speed ratio. Effects of the setting angle on the torque variation characteristics in both upstream and downstream affect the maximum mean torque, the maximum mean torque takes the largest value at certain setting angle over relatively higher tip speed ratio therefor.

1. 緒 言

エネルギー問題および地球環境問題への取組が急務となる中で、本研究では、より身近なところで再生可能エネルギーの利用が可能である小型風車に着目した。風車は大型風車に代表される回転軸が風向に対して平行な水平軸型風車とそれが風向に対して垂直な垂直軸型風車に大きく分類される。後者に分類される直線翼垂直軸型風車は、風向に対する姿勢制御が不要なこと¹⁾、ブレード構造が比較的簡単なことから、今後有望な風車の一つになると考えられる。この風車の性能はブレードの翼型、ソリディティ、翼端形状などブレードの仕様によって大きく影響を受ける。これまでこの風車の性能へ及ぼす翼型やソリディティの影響についての研究²⁻⁴⁾、高性能翼型の開発研究⁵⁾など平均特性の観点から多数の研究がなされてきている。一方、風向に対する姿勢制御が不要であるものの、ブレードのアジマス角によって相対風速およびそれに対する迎角が変動する⁶⁾ため、風からブレードが受ける力による正味の回転トルクが変動し⁷⁻¹¹⁾、このトルク変動は風車の平均特性(トルク・出力特性)に影響を及ぼす¹¹⁾。ところでアジマス角におけるブレードの迎角は、その翼弦線と風車回転円周の接線方向とのなす角度(以下、取付角という)によって影響を受けるため、この取付角は重要な仕様の一つ¹²⁾である。取付角が風車の性能に及ぼす影響について、数値解析により調査されたもの³⁾はあるが、実験により平均特性およびトルク変動を調べ、それらを関連づけた報告はほとんど見あたらない。

以上のことから、本研究ではブレードの取付角が風車性能へ及ぼす影響について、平均特性およびトルク変動特性を実験的に調査し、それらを関連づけることを試みた。

2. 風車の力学モデル

図 2.1 に風車の力学モデルを示す。この図から風車の運動方程式は次式で表すことができる。

$$I_{wr} \frac{d\omega}{dt} = T_w - T_a \quad (1)$$

ここで T_w は風からブレードが受ける力による正味のトルク [N・m]、 T_a は風車の軸端トルク (≒ 計測トルク) [N・m]、 ω は風車の回転角速度 [rad/s]、 I_{wr} は風車の慣性モーメント [kg・m²] である。ところで図 4.1 に示すようにトルク変換器を介して風車とモータを接続し、

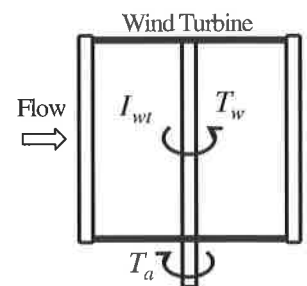


図 2.1 風車の力学モデル

インバータにより回転速度一定の条件のもとでトルクを計測する場合、理想的には慣性力項はゼロとなるが、実際には T_w の変動により ω が変動するため、慣性力項を無視することができない。そこで本研究では風による正味のトルク T_w を求めるため、次式に従って慣性力項を考慮した。

$$T_w = T_a + I_{wr} \frac{d\omega}{dt} \quad (2)$$

3. 風車ブレードの迎角変化と回転トルク

3・1 迎角変化

図 3.1 にブレード周りの流れ場における速度三角形を示す。風車は一樣流 U_0 中を周速度 $V_b = r\omega$ で回転しており、他のブレードによる流れ場への影響を考慮しないとすると、 U_0 、 V_b および W (相対風速) で作る速度三角形において、流入角(回転円周の接線方向に対して相対風速のなす角) γ は次式で表される。

* 企業支援部設計制御グループ

² 山口大学大学院

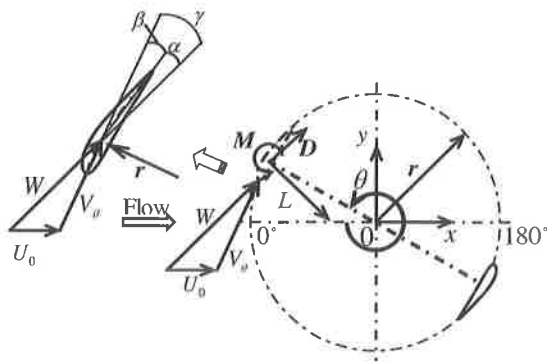


図 3.1 ブレード周りの流れ場における速度三角形

$$\tan \gamma = \frac{-\cos \theta}{\lambda - \sin \theta} \quad (3)$$

ここで、図 3.1 に示すアジマス角では $\gamma < 0$ となる。また、ブレードの取付角を β とすると、ブレードの相対風速に対する迎角 α は次式となる。

$$\alpha = \gamma + \beta \quad (4)$$

ここで、翼型後縁が回転軸側となる方向を $\beta > 0$ とする。

3・2 風車の回転トルク

図 3.1 において、一枚のブレードに作用する空気力によるアジマス角に対する風車の回転トルク T_q [N・m] を無次元化した係数 C_n は次式のようになる。

$$C_n = w[-C_l \cos \theta - C_d(\lambda - \sin \theta)] + w^2 \left(\frac{c}{r}\right) C_m \quad (5)$$

ここで

$$w = W/U_0 = \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \sin \theta + 1} \quad (6)$$

$$C_{Tn} = \frac{T_q}{1/2 \rho U_0^2 c b r} \quad (7)$$

$$C_u = \frac{L}{1/2 \rho W^3 c b} \quad (8), \quad C_d = \frac{D}{1/2 \rho W^3 c b} \quad (9)$$

$$C_m = \frac{M}{1/2 \rho W^3 c^2 b} \quad (10)$$

であり、 L 、 D 、 M はそれぞれブレードに作用する揚力[N]、抗力[N]、モーメント[N・m]である。また ρ は空気の密度[kg/m³]、 r は風車回転半径[m]、 c は翼弦長[m]、 b はブレード幅[m]である。なお、揚力が回転軸側を向いているとき $\alpha < 0$ 、 $L < 0$ である。

4. 実験装置および方法

図 4.1 に実験装置の概要および座標系を示す。 U_0 は風速[m/s]、 θ は基準となるブレード（以下、基準ブレード）の位相[deg]（アジマス角）である。風洞ノズル出口寸法は 1000mm×1000mm で、風車は風洞ノズル出口直後に設置されている。風洞ノズル出口と風車の回転中心との距離は 450mm である。このとき、風車は風洞によって生成された流れのポテンシャルコア内に位置する。風車へ流入する流れの速度は風洞出口部分でピトー管を用いて測定された。風車はひずみゲージ式トルク変換器（㈱共和電業製、

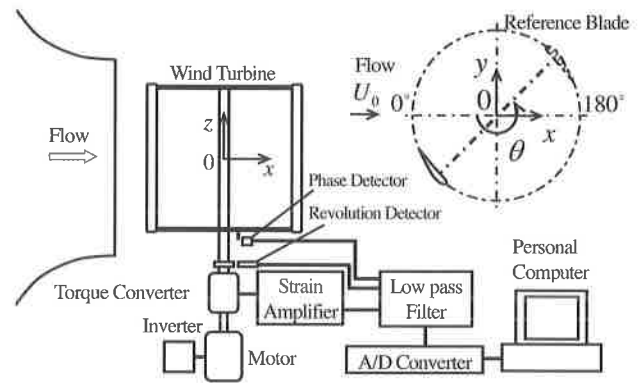


図 4.1 実験装置の概要および座標系

TP-1KMCB) を挟んでインバータモータに接続されており、インバータにより所定の回転速度（＝一定）となるように設定される。計測においてはトルク信号、回転角度信号、および位相検出信号を同期計測し、これらを 10kHz で 30 秒間 AD 変換することにより時系列データを採取した。採取した時系列データを用いて、時間平均トルク \bar{T}_w 、時間平均角速度 $\bar{\omega}$ 、位相平均計測トルク $\langle T_q \rangle_r$ 、位相平均角速度 $\langle \omega \rangle_r$ 、位相平均角加速度 $\langle d\omega/dt \rangle_r$ を算出した。ここで、 $\langle * \rangle_r$ は後に示す位相平均を表し、実際には 30～180 周期分の時系列データを用いて求めた。風による正味の位相平均トルク $\langle T_q \rangle_r$ は、位相平均計測トルク $\langle T_q \rangle_r$ および角加速度 $\langle d\omega/dt \rangle_r$ を用いて式(2)から算出した。ここで、任意の関数 $F(t)$ に対して時間平均および位相平均を次のように定義する。

$$\bar{F} = \lim_{\Delta T \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta T} \int_0^{\Delta T} F(t) dt \quad (11)$$

$$\langle F(t) \rangle_r = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} F(t+kT), \quad (0 \leq t \leq T, T \text{ は周期}) \quad (12)$$

なお風による正味の時間平均トルク、時間平均出力および正味の位相平均トルクに対する係数を次式のように定義する。

$$C_T = \frac{\bar{T}_w}{1/2 \rho U_0^2 A r} \quad (13), \quad C_r = \frac{\bar{T}_w \bar{\omega}}{1/2 \rho U_0^3 A} \quad (14)$$

$$\langle C_T \rangle_r = \frac{\langle T_q \rangle_r}{1/2 \rho U_0^3 A r} \quad (15)$$

ここで A は受風面積[m²]である。

供試風車は回転半径 $r=0.3$ m、ブレード幅 $b=0.6$ m、翼弦長 $c=150$ mm、ブレード枚数 $N=2$ 枚あるいは 1 枚（ソリディティ $\sigma = Nc/(2\pi r) = 0.16$ 、 $N=2$) である。 r は平均反り線上の翼弦長 $0.3c$ 位置と風車回転中心の間の距離である。ブレードはその端を両端支持することにより固定した。ブレードの材質は発泡スチロールである。また、供試ブレードの翼型は NACA4 字系列の設計パラメータに従って設計された NACA6520 である。風車性能へ及ぼすブレードの取付角の影響を調査するため、図 4.2 に示すように、風車回転円周の接線方向と翼弦線のなす角（取付角）は、翼型の平均反り線上の点 $0.3c$ 位置を通る半径に直交する直線と翼弦線のなす角 β とし、 $\beta=6.8^\circ$ 、 9.1° 、 11.3° に設定した。

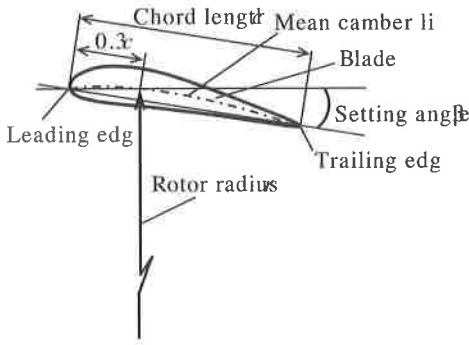


図 4.2 ブレードの取付角

なお、実験は $U_0=6\text{m/s}$ の条件で行われた。本研究は、 3m/s のような低風速における実際の小型風車の性能に着目しており、レイノルズ数は、 $r=0.6\text{m}$ 、 $U_0=3\text{m/s}$ のとき $Re=2U_0/\nu=2.4\times 10^5$ である。同じ Re のとき $r=0.3\text{m}$ では $U_0=6\text{m/s}$ である。また、他のレイノルズ数について、周速比 $\lambda (=r\bar{\omega}/U_0)=1.41$ のとき、 $Re_c=Wc/\nu=2.5\times 10^4\sim 1.4\times 10^5$ である。ここで、 ν は空気の動粘性係数 [m^2/s] である。

5. 結果および考察

5・1 平均特性

図 5.1 に取付角の異なる三種類の二枚ブレード風車に対する平均トルク・出力特性を示す。横軸は周速比 $\lambda (=r\bar{\omega}/U_0)$ 、縦軸は時間平均トルク係数 C_T および時間平均出力係数 C_P である。また図 5.2 は最大平均トルク・出力係数 (上段) およびそれらをとる周速比 (下段) に及ぼす取付角 β の影響を示す。横軸は取付角 β [deg]、縦軸は上段には

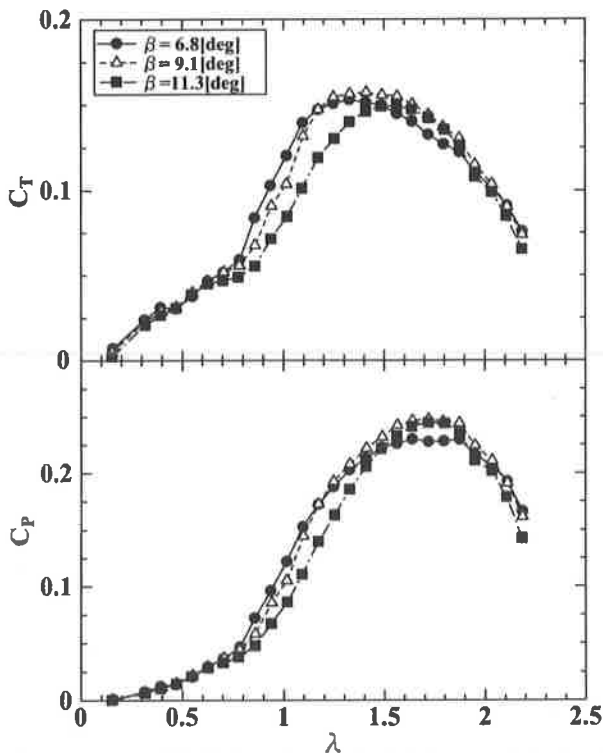


図 5.1 平均トルク・出力特性へ及ぼす取付角の影響

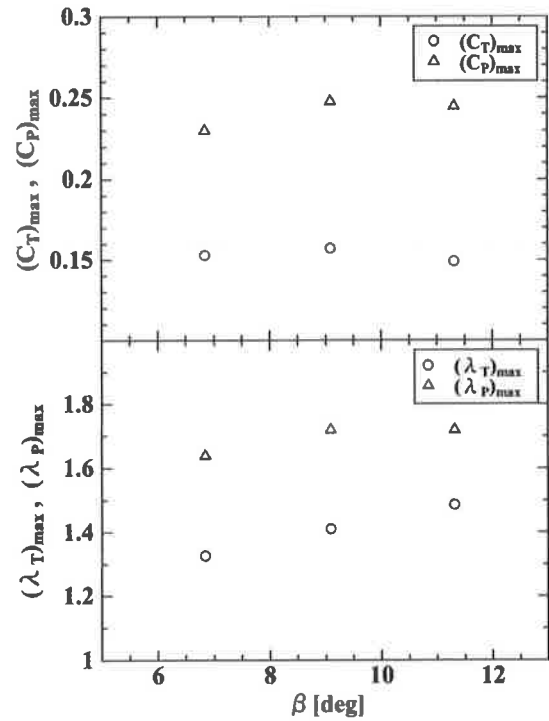


図 5.2 最大平均トルク・出力係数 (上段) およびそれらをとる周速比 (下段) に及ぼす取付角の影響

C_T の最大値 $(C_T)_{\text{max}}$ および C_P の最大値 $(C_P)_{\text{max}}$ を、下段にはそれらをとる周速比 $(\lambda_T)_{\text{max}}$ および $(\lambda_P)_{\text{max}}$ を示す。図 5.1 において、 C_T について見てみると、低周速比領域の $\lambda \leq 0.63$ では全ての取付角 β で C_T は同程度であるが、 $0.63 < \lambda < 1.17$ では β が小さいほど C_T は大きい傾向があり、 $\beta=11.3^\circ$ で著しく小さい。また、高周速比側の $\lambda \geq 1.17$ では $\beta=9.1^\circ$ の C_T が最も大きく、それは $\lambda=1.41$ で最大値 $(C_T)_{\text{max}}=0.16$ をとる。図 5.2 から、 $(C_T)_{\text{max}}$ は β に対して最大値をもつことがわかる。また、図 5.2 から $(C_T)_{\text{max}}$ をとる周速比 $(\lambda_T)_{\text{max}}$ は β が大きくなるにつれて大きくなる傾向を示す。

次に C_P について見てみると、それはトルク特性を反映して、低周速比領域の $\lambda \leq 0.63$ では全ての取付角 β で C_P は同程度であるが、 $0.63 < \lambda < 1.17$ では、 β が小さいほど C_P が大きい傾向があり、 $\beta=11.3^\circ$ で著しく小さい。また、高周速比側の $\lambda \geq 1.17$ では $\beta=9.1^\circ$ の C_P が最も大きく、それは $\beta=9.1^\circ$ のときに $\lambda=1.72$ で最大値 $(C_P)_{\text{max}}=0.25$ をとる。図 5.2 から、 $(C_P)_{\text{max}}$ は β に対して最大値をもつことがわかる。 β が大きいほど $(C_P)_{\text{max}}$ 付近での λ に対する C_P の変化割合が大きい。また、図 5.2 から $(C_P)_{\text{max}}$ をとる周速比 $(\lambda_P)_{\text{max}}$ は、 $\beta=6.8^\circ$ のとき $\lambda=1.64$ で最も小さく、 $\beta=9.1^\circ$ 、 11.3° では $\lambda=1.72$ である。

以上より、 $0.63 < \lambda < 1.17$ の低周速比領域では、 β が小さい方が、トルクが大きく、効率が良い。このことは、風車の加速性がよいことを示している。一方、平均トルクおよび出力の最大値は $\beta=9.1^\circ$ で最も大きく、 β に対して最大値をもつ。

5・2 トルク変動特性

5・2・1 二枚ブレード

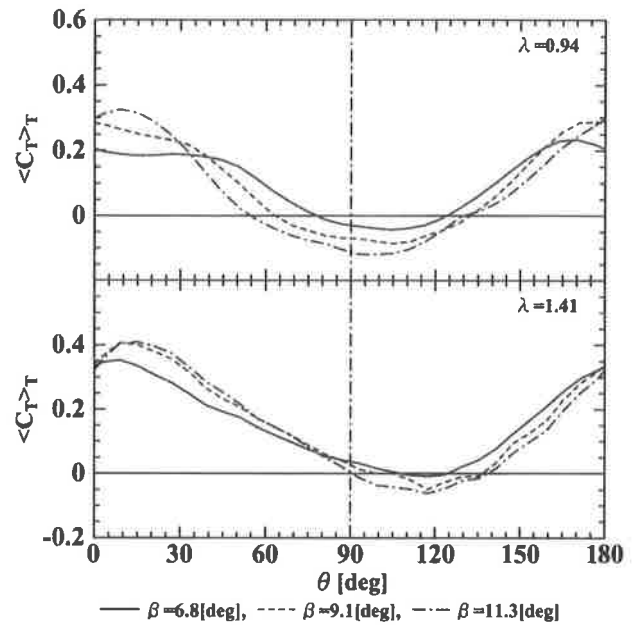
平均トルク特性の特徴を理解するためにトルク変動特

性について調べる．図 5.3(a)に取付角の異なる三種類の二枚ブレード風車におけるアジマス角 θ に対するトルク変動を示す．縦軸は風による正味の位相平均トルク係数 $\langle C_T \rangle_T$ である．二枚のブレードは 180° の位相差で取り付けられているため， $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ の範囲を示す．代表として周速比が 1 より小さい $\lambda=0.94$ と，1 より大きい $\lambda=1.41$ について示す．まず $\lambda=0.94$ において，基準ブレードが $\theta=170^\circ$ ， 177° ， 9° と，一方のブレードが最上流 ($\theta=0^\circ$) 近くにあるときに $\langle C_T \rangle_T$ は最大値 $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ をとる． $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ は β が大きいほど大きい． $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ をとる位相は β が大きいほど若干進む傾向がある．また，基準ブレードが $\theta=99^\circ \sim 105^\circ$ で $\langle C_T \rangle_T$ は最小値 $\langle C_T \rangle_{T, \min}$ をとり，それは β が大きいほど小さい．以上のことから β が大きいほどトルク変動が大きいことがわかる． $40^\circ \leq \theta < 160^\circ$ の大半の領域で $\langle C_T \rangle_T$ は， β が大きいほど小さくなっている．一方，その他の領域では大半で β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ は大きくなっており， $40^\circ \leq \theta < 160^\circ$ における β に対する $\langle C_T \rangle_T$ の傾向と反対の傾向を示す． β が大きいほど $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ が大きいにも関わらず， C_T は β が大きいほど小さくなっているのは， $40^\circ \leq \theta < 160^\circ$ の広範囲において β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ が小さくなっていることが寄与している．

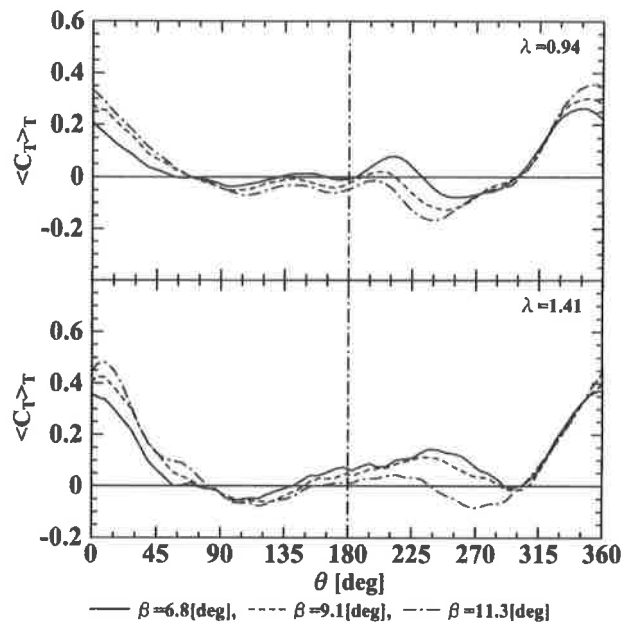
次に $\lambda=1.41$ について，全ての β に対して基準ブレードが $\theta=9^\circ \sim 15^\circ$ の最上流近くにあるとき $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ をとる． $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ は， β が大きいほど大きい， $\beta=9.1^\circ$ と 11.3° の差異は小さい．全ての β に対して， $\theta \cong 117^\circ$ で $\langle C_T \rangle_{T, \min}$ をとり， β が大きいほど $\langle C_T \rangle_{T, \min}$ は小さい．以上より， $\lambda=0.94$ と同様に β が大きいほどトルク変動が大きい． $0^\circ \leq \theta \leq 80^\circ$ では領域の大半で β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ は大きい傾向を示し， $\beta=6.8^\circ$ で著しく小さく， $\beta=9.1^\circ$ と $\beta=11.3^\circ$ の差異は小さい．一方， $80^\circ < \theta < 180^\circ$ では， β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ は小さくなっている．このように基準ブレードが上流側と下流側とで β に対するトルク変動の傾向が逆になっており，トルク変動を平均した結果として $\beta=9.1^\circ$ の $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ が最も大きくなっている．

5・2・2 一枚ブレード

図 5.3(b)に上記と同じ三種類の取付角を有する一枚ブレード風車のアジマス角 θ に対するトルク変動を示す．二枚ブレード風車の場合と同様に，代表として $\lambda=0.94$ と $\lambda=1.41$ について示す． $\lambda=0.94$ について見てみると，全ての取付角で $\theta=349^\circ \sim 355^\circ$ の最上流付近で $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ をとり，それは β が大きいほど大きい．これらは二枚ブレード風車において，一方のブレードが最上流近くにあるときに $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ をとり，それは β が大きいほど大きいことに対応する． $0^\circ \leq \theta \leq 68^\circ$ ， $325^\circ < \theta < 360^\circ$ の上流側にブレードがあるときは， β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ は大きい， $90^\circ < \theta < 270^\circ$ の下流側にブレードがあるときは， β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ は小さい．特に $180^\circ < \theta < 270^\circ$ における β による $\langle C_T \rangle_T$ の差異が顕著であることが特徴的である．この領域では β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ が小さい傾向が顕著であり， $\theta=200 \sim 210^\circ$ でとる極大値は $\beta=6.8^\circ$ において著しく大



(a) 二枚ブレード



(b) 一枚ブレード

図 5.3 トルク変動に及ぼす取付角の影響

きい．また，全ての β に対して下流側の $\theta=242 \sim 258^\circ$ で $\langle C_T \rangle_{T, \min}$ をとり，それは β が大きいほど小さい．

以上より，一枚ブレード風車における $90^\circ < \theta < 270^\circ$ でのトルク変動が，二枚ブレード風車における $40^\circ < \theta < 160^\circ$ のトルク変動の傾向に寄与していると考えられることができる．

次に $\lambda=1.41$ について見てみる．全ての取付角において， $\theta=3^\circ \sim 9^\circ$ の最上流付近で $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ をとり，それは β が大きいほど大きい． $\beta=9.1^\circ$ と 11.3° の $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ の差異は二枚ブレード風車より顕著である．これらは二枚ブレード風車において，一方のブレードが最上流近くにあるときに $\langle C_T \rangle_{T, \max}$ をとり，それは β が大きいほど大きいことに大略対応している． $0^\circ \leq \theta < 90^\circ$ ， $345^\circ < \theta < 360^\circ$ では， β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ は

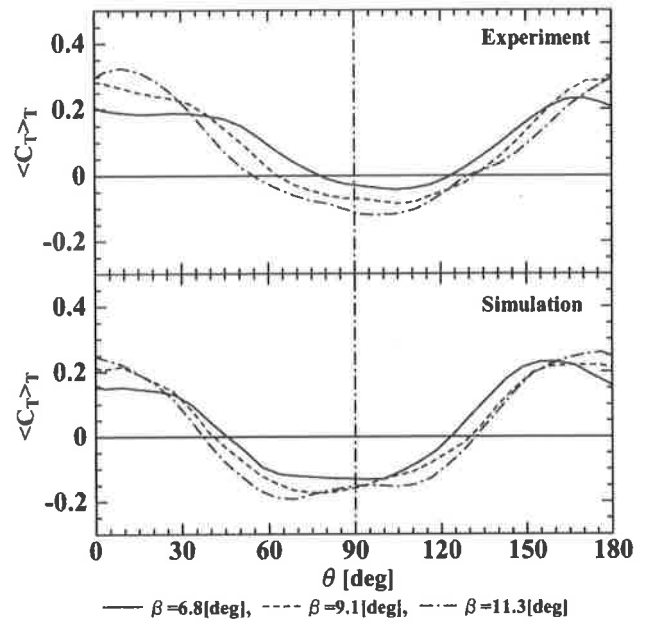
大きく、 $0^\circ \leq \theta < 90^\circ$ における $\beta = 6.8^\circ$ の $\langle C_{T_r} \rangle_r$ は著しく小さい。このことは、二枚ブレード風車において、 $0^\circ \leq \theta \leq 80^\circ$ で $\beta = 6.8^\circ$ の $\langle C_{T_r} \rangle_r$ が著しく小さいことに対応する。 $90^\circ \leq \theta \leq 300^\circ$ では β が大きいほど $\langle C_{T_r} \rangle_r$ は小さい。この領域において $\langle C_{T_r} \rangle_r$ は $\theta = 99^\circ \sim 123^\circ$ および $\theta = 268^\circ \sim 298^\circ$ の二箇所極小値をとっている。主流方向と同じ向きにブレードが動く位相 ($0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$) にある極小値は β が大きいほど小さいが、それらの差異は小さい。一方、主流と逆向きにブレードが動く位相 ($180^\circ < \theta < 360^\circ$) にある極小値においては $\beta = 11.3^\circ$ において著しく小さく、他は同程度である。また、 $\beta = 6.8^\circ, 9.1^\circ$ では $\theta = 240^\circ$ 付近で、 $\beta = 11.3^\circ$ では $\theta = 212^\circ$ 付近で極大値をとり、それは β が大きいほど小さく、 $\beta = 11.3^\circ$ で著しく小さい。このように $210^\circ < \theta < 300^\circ$ において、 β による $\langle C_{T_r} \rangle_r$ の差異が顕著であることが特徴的である。なお、 $300^\circ < \theta < 345^\circ$ では β によらず $\langle C_{T_r} \rangle_r$ はよく一致している。以上より、 $90^\circ \leq \theta < 300^\circ$ の広範囲にわたって β が大きいほど $\langle C_{T_r} \rangle_r$ は小さく、 $\theta = 11.3^\circ$ では顕著に小さくなっており、このことは二枚ブレード風車において、 $80^\circ < \theta < 180^\circ$ で β が大きいほど $\langle C_{T_r} \rangle_r$ が小さくなっていることに対応する。

ここで、最上流近くで $\langle C_{T_r} \rangle_r$ をとることについて考察する。ブレードの迎角が変動する場合の動的な空力特性においては、より高迎角まで揚力は増加する^{13,14)}。一方、式(5)よりブレードに作用する流体からの力による回転トルク係数 C_m において、揚力係数 C_l は $\theta = 0^\circ$ で最も寄与する。ところで式(3)、(4)から求めた迎角は $\lambda = 0.94$ のとき $\alpha = -32^\circ \sim -26^\circ$ 、 $\lambda = 1.41$ のとき $\alpha = -23^\circ \sim -21^\circ$ でブレードは動的失速状態^{13,14)}にあると考えられ、揚力は比較的大きいものと推測される。したがって、最も揚力の寄与が大きい最上流近くで揚力が大きくなるため、その位相で $\langle C_{T_r} \rangle_r$ をとるものと考えられる。

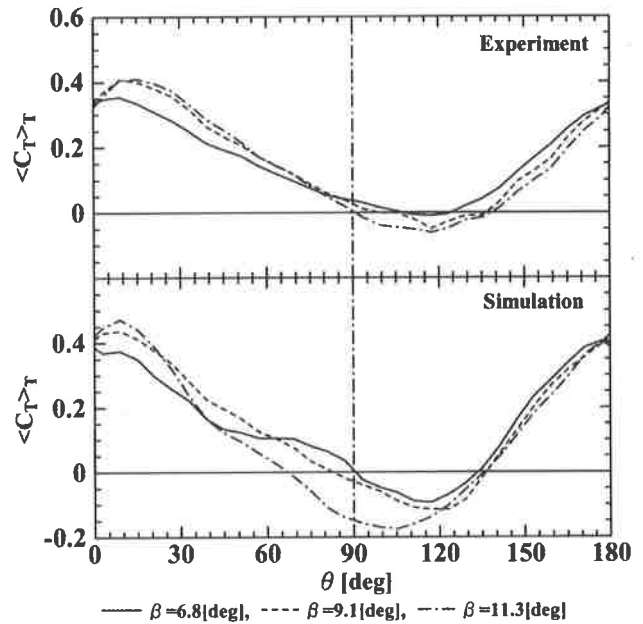
また、 β が大きいほど $\langle C_{T_r} \rangle_r$ が大きいことについて考察する。 $\langle C_{T_r} \rangle_r$ をとる位相がほぼ同じと考える。 $\langle C_{T_r} \rangle_r$ をとる $\theta = 0^\circ$ 近くにおいては、風車の回転軸側が翼型の吸引側となる。この領域では式(3)より $\gamma < 0$ となり、式(4)より β を大きくするにつれて $\alpha < 0$ の大きさ $|\alpha|$ は小さくなる。一方、この領域におけるブレードは動的失速状態^{13,14)}にあると考えられる。ここで、ブレードの迎角は、その増加とともに揚力が減少する領域にある¹⁴⁾と仮定すると、 β が大きいほど $|\alpha|$ は小さくなるため、ブレードに作用する回転軸側の翼面に作用する揚力の大きさ $|C_l|$ ($C_l < 0$) は大きくなる。したがって、式(5)から揚力の寄与が大きいこの領域では β が大きいほど C_m 、つまり $\langle C_{T_r} \rangle_r$ が大きくなることを考えることができる。

5・3 一枚ブレード風車のトルク変動から算出した二枚ブレード風車のトルク変動

一枚ブレード風車と二枚ブレード風車ではソリディティが異なるので直接比較することは難しいが、ここでは一枚ブレード風車のトルク変動の特性から二枚ブレード風車のトルク変動の特性を解釈することを試みる。そこで一枚ブレード風車のトルク変動データを用いて 180° の位相差で



(a) $\lambda = 0.94$



(b) $\lambda = 1.41$

図 5.4 一枚ブレードのトルク変動から求めた二枚ブレード風車のトルク変動

取り付けられている二枚ブレード風車のトルク変動を算出してみる。図 5.4 に $\lambda = 0.94$ および 1.41 の場合について算出した二枚ブレード風車と実際の二枚ブレード風車のトルク変動を示す。 $\lambda = 0.94$ について見てみると、算出した二枚ブレード風車と実際の二枚ブレード風車のトルク変動は、共に最上流近くで $\langle C_{T_r} \rangle_r$ をとり、それは $\beta = 11.3^\circ$ のとき最も大きく、大まかに傾向が一致している。ただし、実際の二枚ブレード風車では β が大きいほど $\langle C_{T_r} \rangle_r$ は大きくなっているが、算出した二枚ブレード風車のトルク変動では $\beta = 6.8^\circ$ と 9.1° は同程度である。算出した二枚ブレード風車のトルク変動は、 $30^\circ < \theta < 160^\circ$ の大半の領域で、 β が大きいほど $\langle C_{T_r} \rangle_r$ は小さく、この傾向は、実際の

二枚ブレード風車の $40^\circ < \theta < 160^\circ$ の大半の領域で、 β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ が小さいことと一致している。

次に $\lambda=1.41$ について見てみる。算出した二枚ブレード風車と実際の二枚ブレード風車のトルク変動は、共に最上流近くで $\langle C_T \rangle_T$ をとり、それは β が大きくなるにつれて増加している。算出した二枚ブレード風車のトルク変動は、 $40^\circ < \theta < 180^\circ$ の大半の領域で、 β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ は小さく、実際の二枚ブレード風車では、 $80^\circ < \theta < 180^\circ$ の領域で β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ は小さくなっており、両者のトルク変動は大まかに傾向が一致している。また、算出した二枚ブレード風車のトルク変動は $\theta=105^\circ \sim 117^\circ$ で $\langle C_T \rangle_T$ をとり、それは β が大きいほど小さく、実際の二枚ブレード風車では $\theta \cong 117^\circ$ で $\langle C_T \rangle_T$ をとり、 β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ は小さくなっており、両者のトルク変動の傾向は大まかに一致している。

以上より、 $\lambda=0.94$ および 1.41 において、算出した二枚ブレード風車と実際の二枚ブレード風車のトルク変動の傾向は大まかに一致しており、一枚ブレード風車のトルク変動特性から二枚ブレード風車のトルク変動特性を定性的に解釈することができる。

6. 結 言

小型直線翼垂直軸型風車におけるブレードの取付角が風車の平均トルク・出力およびアジマス角に対するトルク変動へ及ぼす影響について調査した。その結果、以下のことが明らかとなった。

- (1) $0.63 < \lambda < 1.17$ の低周速比領域では、 β が小さいほど C_p は大きい傾向があり、また、 $\lambda \geq 1.17$ の高周速比側では $\beta=9.1^\circ$ の C_p が最も大きく、 $(C_p)_{\max}$ は β に対して最大値をもつ。
- (2) C_p はトルク特性を反映して、 $0.63 < \lambda < 1.17$ の低周速比領域では、 β が小さいほど C_p は大きい傾向があり、また、 $\lambda \geq 1.17$ の高周速比側では $\beta=9.1^\circ$ の C_p が最も大きく、 $(C_p)_{\max}$ は β に対して最大値をもつ。
- (3) 一方のブレードが最上流 ($\theta=0^\circ$) 近くにあるときに $\langle C_T \rangle_T$ をとり、それは、 β が大きいほど大きい。
- (4) $\lambda=0.94$ では、 $40^\circ \leq \theta < 160^\circ$ 、 $\lambda=1.41$ では $80^\circ < \theta < 180^\circ$ の広範囲において、 β が大きいほど $\langle C_T \rangle_T$ が小さく、 $\langle C_T \rangle_T$ も小さい。
- (5) 上流領域と下流領域ではトルク変動へ及ぼす取付角の影響の傾向が逆である。
- (6) 低周速比領域では、下流領域におけるトルク変動特性へ及ぼす取付角の影響が平均トルク特性に大きく寄与する。
- (7) 高周速比領域では、上流および下流の両方の領域のトルク変動特性へ及ぼす取付角の影響が平均トルク特性に寄与する。これにより、最大平均トルクは取付角に対して最大値をとる。

参考文献

- 1) 牛山泉 著, 風車工学入門, 森北出版, p.55(2002).
- 2) 鈴木良幸, 落合薫, “直線翼垂直軸型風車の性能に及ぼす翼型の影響”, 東京工業高等専門学校研究報告書, 第 17 号, pp.47-52(1985).
- 3) 福留桂子, 飯田明由, 水野明哲, “渦法による縦軸風車の性能評価 (ソリディティ・設置角の影響)”, 第 25 回風力エネルギー利用シンポジウム, pp.276-279(2003).
- 4) 浅生利之, 他 6 名, “低周速比における垂直軸型風車の空気力学的性能”, 第 31 回風力エネルギー利用シンポジウム, pp.325-328 (2009).
- 5) 関和一, “低レイノルズ数で高性能を示す垂直軸風車用翼型の開発研究”, 日本機械学会論文集, **57**(536), B, pp.1297-1304(1991).
- 6) イオン パラシキブイユ 著, 林農, 他 3 名 訳, 風車の理論と設計, インデックス出版, pp.141-143(2007).
- 7) B. Kirke and L. Lazauskas, “Variable Pitch Darrieus Water Turbines” *Journal of Fluid Science and Technology*, **3**(3), pp.430-438(2008).
- 8) 奥林豊保, 鹿毛一之, 石松克也, “グリウス風車に関する研究 (1 枚翼に働く変動トルク)”, 日本機械学会講演論文集, No.018-2, 九州支部, 中国四国支部合同企画熊本地方講演会, pp.127-128 (2001).
- 9) 林農, 他 4 名, “直線翼垂直軸風車のトルク特性に関する研究”, 第 25 回風力エネルギー利用シンポジウム, pp.319-322(2003).
- 10) 前田太佳夫, 他 5 名, “直線翼垂直軸型風車のトルク変動解析”, 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集, 1206(2009).
- 11) Yamada, S., Tamura, T. and Mochizuki, S., “Effects of Wing Section on Mean Characteristics and Temporal Torque Variation for Small Straight-Bladed Vertical Axis Wind Turbine”, *Journal of Fluid Science and Technology*, **6**(6), pp.875-886 (2011).
- 12) 関和一・牛山泉 共著, 垂直軸型風車, パワー社, pp.232-233(2008).
- 13) Laneville, A. and Vittecoq, P., “Dynamic Stall: The Case of the Vertical Axis Wind Turbine”, *Transaction of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, **108**, pp.140-145(May 1986).
- 14) Amet, E., Maitre, T., Pellone, C., and Achard, J. -L., “2D Numerical Simulations of Blade-Vortex Interaction in a Darrieus Turbine”, *ASME, Journal of Fluids Engineering*, **131**, pp.111103-1-111103-15(November 2004).